

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Nikola Vranjić

Zagreb, 2013.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Željko Bogdan, dipl. ing.

Student:

Nikola Vranjić

Zagreb, 2013.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru prof.dr.sc. Željku Bogdanu i asistentu dr.sc. Mislavu Čehilu na usmjeravanju i korisnim savjetima.

Nikola Vranjić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodostrojarški i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student:

Mat. br.:

Naslov rada na
hrvatskom jeziku:

Naslov rada na
engleskom jeziku:

Opis zadatka:

Zadatak zadan:

Rok predaje rada:

Predviđeni datumi obrane:

Zadatak zadao:

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	II
POPIS TABLICA.....	III
POPIS KRATICA.....	IV
POPIS OZNAKA	V
SAŽETAK	VI
1. UVOD	1
2. KOMBINIRANI CIKLUS	3
2.1. Carnotov ciklus	3
2.2. Braytonov ciklus	5
2.3. Rankineov ciklus	6
2.4. Kombinirani ciklus	8
2.5. Generator pare na otpadnu toplinu	11
3. MATEMATIČKI MODEL.....	13
3.1. Protusmjerni izmjenjivač	13
3.2. Uvođenje dodatnih krugova pare	15
3.3. Referentni matematički model	16
3.4. Modificirani matematički model – tri kruga pare s međupregrijanjem i miješanjem krugova pare	18
3.4.1. Matematički model miješanja pare	19
3.4.2. Matematički model turbine	19
3.4.3. Novi tlakovi na izlazu iz turbine	19
3.5. Algoritam proračuna parnoturbinskog ciklusa	20
4. REZULTATI	24
4.1. Rezultati termodinamičke optimizacije za postrojenje s tri kruga pare s međupregrijanjem, bez miješanja krugova pare	24
4.2. Rezultati termodinamičke optimizacije za postrojenje s tri kruga pare s međupregrijanjem i miješanjem krugova pare	26
5. ANALIZA REZULTATA	30
6. ZAKLJUČAK	35
LITERATURA	36
PRILOZI.....	37

POPIS SLIKA

Slika 1. SAD - trend rasta rezervi prirodnog plina [1]	1
Slika 2. Carnotov ciklus u T-s dijagramu [3]	3
Slika 3. Carnotov ciklus s vodom kao radnom tvari [4]	4
Slika 4. Jednostavna shema Braytonova ciklusa [3]	5
Slika 5. Prikaz idealnog i realnog Braytonova ciklusa u T-s dijagramu [6]	6
Slika 6. Rankineov ciklus u T-s dijagramu [3]	7
Slika 7. Shema jednostavnog parno-turbinskog postrojenja [3]	7
Slika 8. Shema kombiniranog postrojenja [3]	9
Slika 9. Kombinirani proces u T-s dijagramu [3]	10
Slika 10. Siemensovo kombinirano postrojenje [8]	11
Slika 11. Modularni horizontalni generator pare na otpadnu toplinu [10]	12
Slika 12. Protusmjerni izmjenjivač [6]	13
Slika 13. Referentni matematički model [6]	16
Slika 14. Modificirani matematički model – s miješanjem različitih krugova pare	18
Slika 15. Shema matematičkog modela postrojenja s tri kruga pare s međupregrijanjem, bez miješanja krugova pare [6]	24
Slika 16. T-s dijagram termodinamički optimiranog postrojenja tri kruga pare s međupregrijanjem	25
Slika 17. T-Q dijagram termodinamički optimiranog postrojenja tri kruga pare s međupregrijanjem	25
Slika 18. Shema matematičkog modela postrojenja s tri kruga pare s međupregrijanjem i miješanjem krugova pare	26
Slika 19. T-s dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s tri kruga pare s međupregrijanjem i miješanjem krugova pare	27
Slika 20. Povećani dio T-s dijagrama; miješanje pare pri tlaku NT	28
Slika 21. T-Q dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s tri kruga pare s međupregrijanjem i miješanjem krugova pare	29
Slika 22. Izentropska iskoristivost za različite omjere tlakova i za različite politropske iskoristivosti [12]	32
Slika 23. Mollierov dijagram ekspanzijskog procesa podijeljenog na male stupnjeve [12]	33

POPIS TABLICA

Tablica 1. Usporedba matematičkih modela	30
--	----

POPIS KRATICA

Kratika	Opis
CO ₂	Ugljični dioksid
VT	Visoki tlak
MP	Međupregrijanje
ST	Srednji tlak
NT	Niski tlak
nsizm	Broj serijskih izmjenjivača
npizm	Broj paralelnih izmjenjivača
nvars	Broj nezavisnih varijabli
bkp	Broj krugova pare
3K_MP	Tri kruga pare s međupregrijanjem
3K_MP_M	Tri kruga pare s međupregrijanjem i miješanjem krugova pare

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
T	K	Apsolutna temperatura
s	J/(kgK)	Specifična entropija
η_{carnot}	-	Termodinamička iskoristivost Carnotovog ciklusa
W_{dobiveno}	J	Dobiveni rad
Q_{dovedeno}	J	Dovedena toplina
T_c	K	Temperatura odvođenja topline
T_h	K	Temperatura dovođenja topline
p	Pa	Tlak
Q	J	Toplina
P	W	Snaga
P_{pl}	W	Snaga plinske turbine
P_{pa}	W	Snaga parnoturbinskog postrojenja
P_{ps}	W	Snaga pomoćnih sustava
Q_{pl}	J	Toplina dovedena plinskom postrojenju
Q_{pa}	J	Toplina dovedena parnoturbinskom postrojenju
k	W/(m ² K)	Koeficijent prolaza topline
A	m ²	Površina
dt_m	°C	Srednja logaritamska razlika temperatura
dQ	J	Diferencijal toplinskog toka
m_1	kg/s	Maseni tok struje 1
c_1	J/(kgK)	Toplinski kapacitet struje 1
dt_1	°C	Prirast temperature 1
m_2	kg/s	Maseni tok struje 2
c_2	J/(kgK)	Toplinski kapacitet struje 2
dt_2	°C	Prirast temperature 2
Δt_1	°C	Razlika temperatura na ulazu u izmjenjivač
Δt_2	°C	Razlika temperatura na izlazu iz izmjenjivača
η_{postr}	-	Termodinamička iskoristivost postrojenja
h	J/kg	Entalpija
h'	J/kg	Entalpija vrele kapljevine
η_{tis}	-	Izentropska iskoristivost turbine
ds	J/(kgK)	Diferencijal entropije
dp	Pa	Diferencijal tlaka
x	%	Vlažnost pare

SAŽETAK

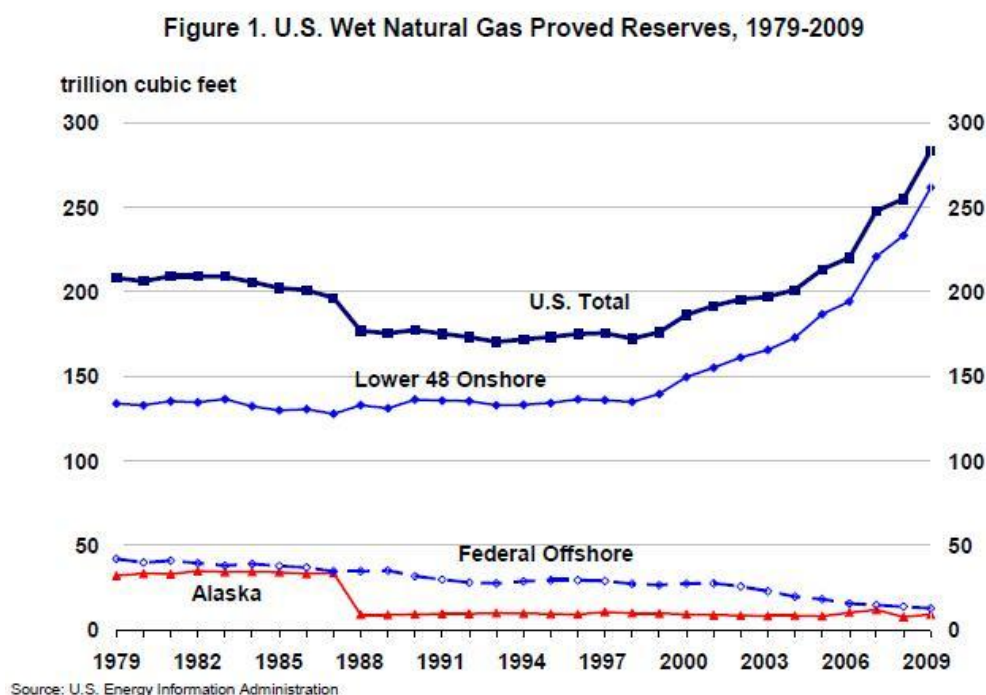
U ovom radu je analiziran utjecaj miješanja različitih krugova pare parnoturbinskog postrojenja u kombiniranom ciklusu na termodinamičku efikasnost parno-turbinskog ciklusa. Kao referentni model, korišten je optimizacijski model tri kruga pare s međupregrijanjem iz doktorskog rada asistenta na Katedri za energetska postrojenja i energetiku dr.sc.Mislava Čehila.

U programskom paketu MATLAB napravljen je matematički model miješanja različitih krugova pare kao i njihove ekspanzije u turbini, prilagođen je referentni model da bi bio kompatibilan s novorazvijenim modelom miješanja te se uz pomoć optimizacije genetskim algoritmom došlo do rezultata. Rezultati su uspoređeni s referentnim modelom te su prepoznati i objašnjeni uzroci promjene termodinamičke efikasnosti parno-turbinskog dijela postrojenja.

Ključne riječi: miješanje pare, termodinamička optimizacija, termodinamička iskoristivost postrojenja, kombinirani ciklus

1. UVOD

Današnje društvo je ovisno o fosilnim gorivima. Iako ugljena i prirodnog plina ima za još nekoliko stoljeća, skoro iscrpljivanje rezervi nafte podiže cijenu svih energenata zbog zakona tržišta i tržišnih špekulacija. Stoga je danas više nego ikad skupo graditi neefikasna energetska postrojenja. Kyoto protokol predviđa globalno smanjenje stakleničkih plinova, a kontrola i motivacija za smanjenje emisija se osigurava penaliziranjem svih emisija CO₂ višima od dogovorenih. Plaćanje kazni na emisiju CO₂ čini postrojenja nižih emisija konkurentnijima na energetsom tržištu. Među takva postrojenja spadaju i ona koja koriste prirodni plin kao gorivo i vidljiva je sve veća prisutnost plinskih energetskih postrojenja u ukupnoj proizvodnji električne energije. Procjenjuje se kako će plina biti dovoljno za još nekoliko stoljeća [1] i dokazane rezerve bilježe porast (Slika 1.). Među plinskim postrojenjima, efikasnošću se izdižu kombinirana postrojenja [1], tj. postrojenja sa integriranim plinskoturbinskim (Braytonovim) i parno-turbinskim (Rankineovim) ciklusom. Plinski dio kombiniranog postrojenja proizvodi veći dio energije i većina napora za povećanjem iskoristivosti kombiniranog ciklusa je na tragu povećanja iskoristivosti plinskoturbinskog ciklusa. Međutim, visoke cijene energenata opravdavaju i ulaganja u bolju efikasnost parno-turbinskog sustava.



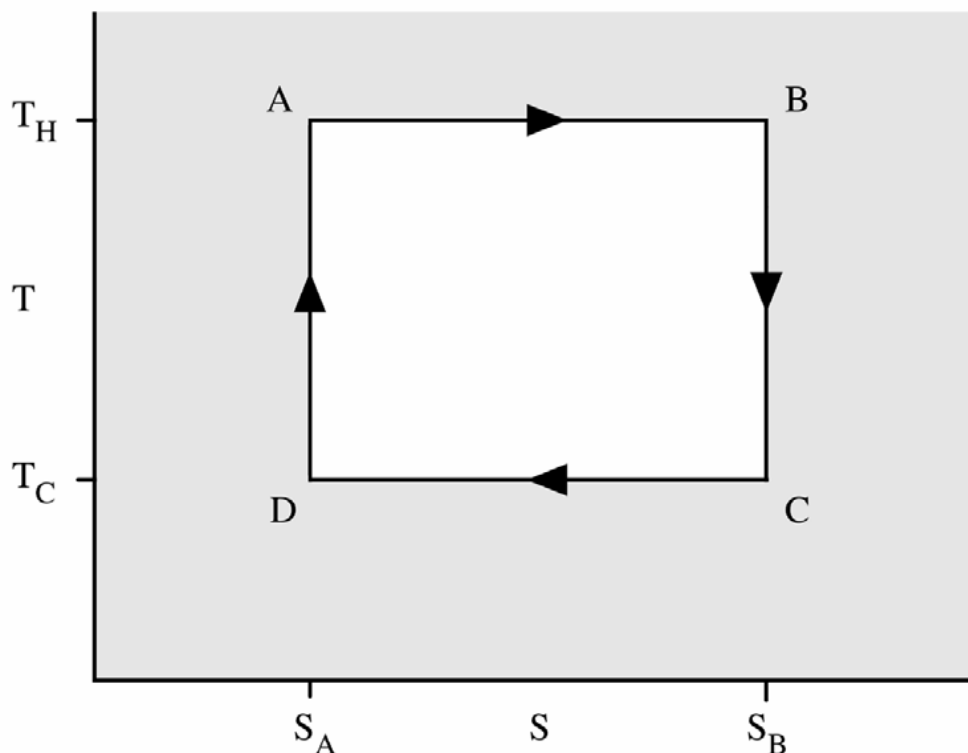
Slika 1. SAD - trend rasta rezervi prirodnog plina [1]

S porastom svjetske populacije i standarda u jako napučenim zemljama, prvenstveno Kine i Indije [2], potrebe za energijom će sigurno rasti, međutim, cijena je toga i iznimno zagađenje okoliša što ima negativan utjecaj na zdravlje flore, faune i ljudske populacije. Efikasnija postrojenja ne štede samo novac, već i smanjuju emisije štetnih čestica i plinova po jedinici energije, a time i smanjuju zagađenja.

2. KOMBINIRANI CIKLUS

2.1. Carnotov ciklus

Carnotov ciklus se odvija između dvije izoterme i dvije izentrope (Slika 2.).



Slika 2. Carnotov ciklus u T-s dijagramu [3]

Ako je temperatura dovođenja topline jednaka temperaturi ogrjevnog spremnika i ako je temperatura odvođenja jednaka temperaturi rashladnog spremnika, govorimo o idealnom Carnotovom ciklusu. Idealni Carnotov ciklus je tehnički neprimjenjiv jer podrazumijeva izotermni prijenos topline koji traje beskonačno dugo. Ipak, kako je Carnotov ciklus u potpunosti ravnotežni proces, služi nam kao svojevrsni etalon kvalitete drugih kružnih ciklusa jer maksimalni rad između dviju temperatura bi se postigao upravo Carnotovim ciklusom.

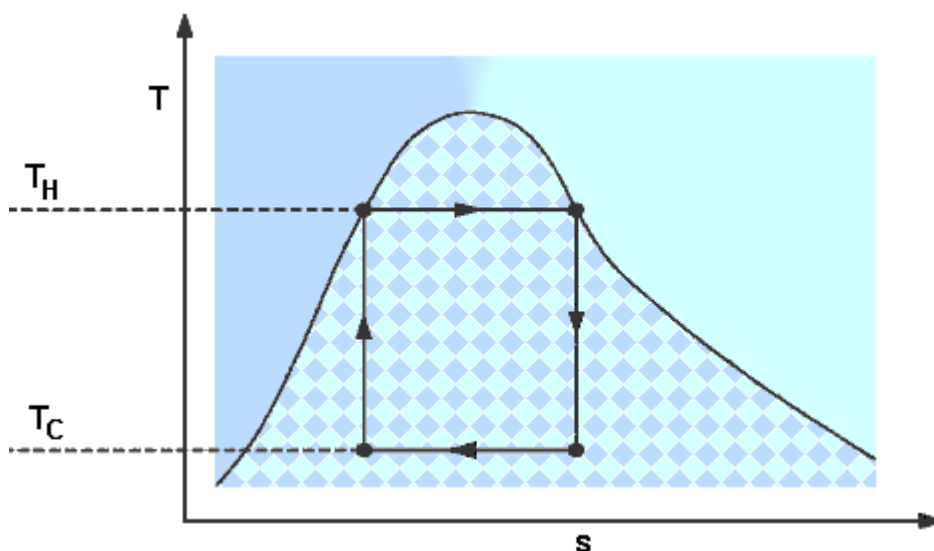
Iskoristivost Carnotovog ciklusa ovisi samo o temperaturama dovođenja i odvođenja topline:

$$\eta_{\text{carnot}} = \frac{W_{\text{dobiveno}}}{Q_{\text{dovodeno}}} = 1 - \frac{T_c}{T_h} \quad (1)$$

Iz jednadžbe se vidi kako će termodinamička iskoristivost biti veća s porastom temperature dovođenja topline i smanjenjem temperature odvođenja topline [5].

Drugi se kružni ciklusi uspoređuju s Carnotovim ciklusom postupkom karnotizacije. S obzirom da drugi ciklusi nemaju izotermno dovođenje topline, potrebno je osrednjiti temperaturu dovođenja topline. Kako je srednja temperatura dovođenja nužno niža od najviše temperature u ciklusu i kako je srednja temperatura odvođenja nužno viša od najniže temperature odvođenja, jasno je da će između dva toplinska spremnika karnotizirani ciklus imati manju termodinamičku iskoristivost nego li Carnotov ciklus.

Carnotov ciklus s vodom kao radnom tvari je moguće izvesti, ali samo unutar zasićenog područja, odnosno „zvona“ krivulje zasićenja u T-s dijagramu kao što se vidi na Slici 3.

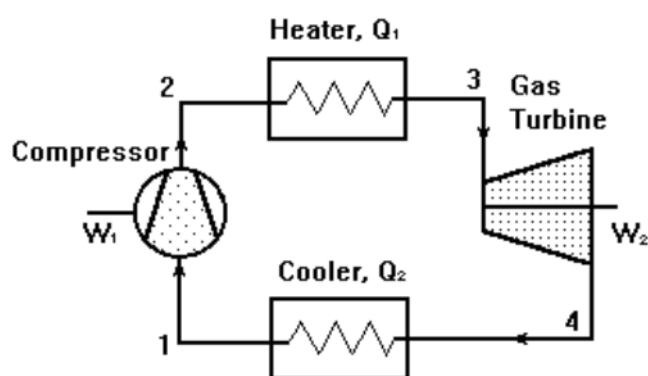


Slika 3. Carnotov ciklus s vodom kao radnom tvari [4]

U praksi se javlja problem visoke vlažnosti pare pri ekspanziji u turbini koja može uništiti turbinske lopatice.

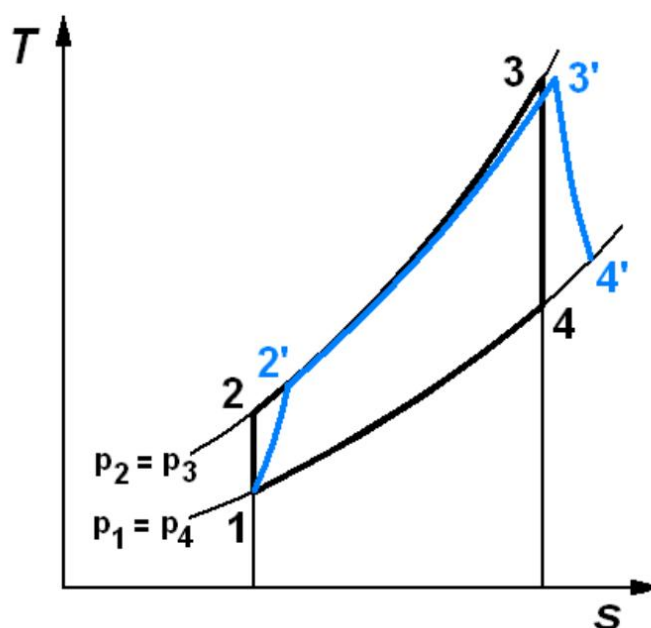
2.2. Braytonov ciklus

Plinsko-turbinski ciklusi se opisuju Braytonovim ciklusom. Braytonov se ciklus odvija između dviju izobara i dviju izentropa. Prvo turbokompresor usisava zrak i podiže ga na viši tlak, zatim se izobarno dovodi toplina izgaranjem goriva u komori za izgaranje. Sljedeći je korak uvođenje komprimiranog i zagrijanog plina u plinsku turbinu u kojoj se ekspanzijom plina dobiva snagu. Plinska turbina i kompresor su na istom vratilu i dio dobivene snage se troši za pogon kompresora. Izobarno odvođenje topline se realizira u izmjenjivaču topline, kod kombiniranog ciklusa u kotlu na otpadnu toplinu.



Slika 4. Jednostavna shema Braytonova ciklusa [3]

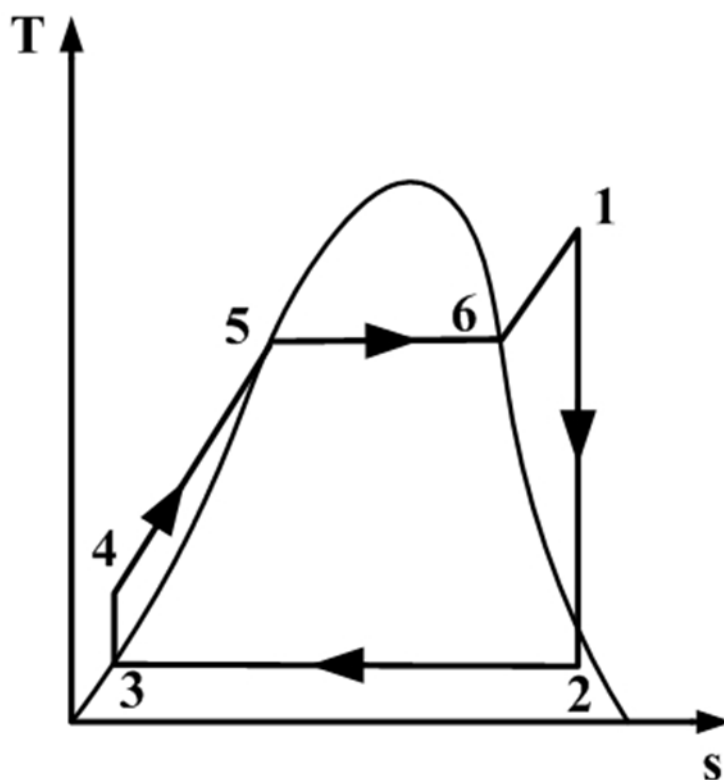
Na Slici 5. vidi se prikaz Braytonova ciklusa u T-s dijagramu. U praksi nije moguće ostvariti izentropsku kompresiju i ekspanziju. Vidljivo je kako realni Braytonov ciklus ima manju termodinamičku iskoristivost u odnosu na idealni jer je niža srednja temperatura dovođenja topline i viša temperatura odvođenja.



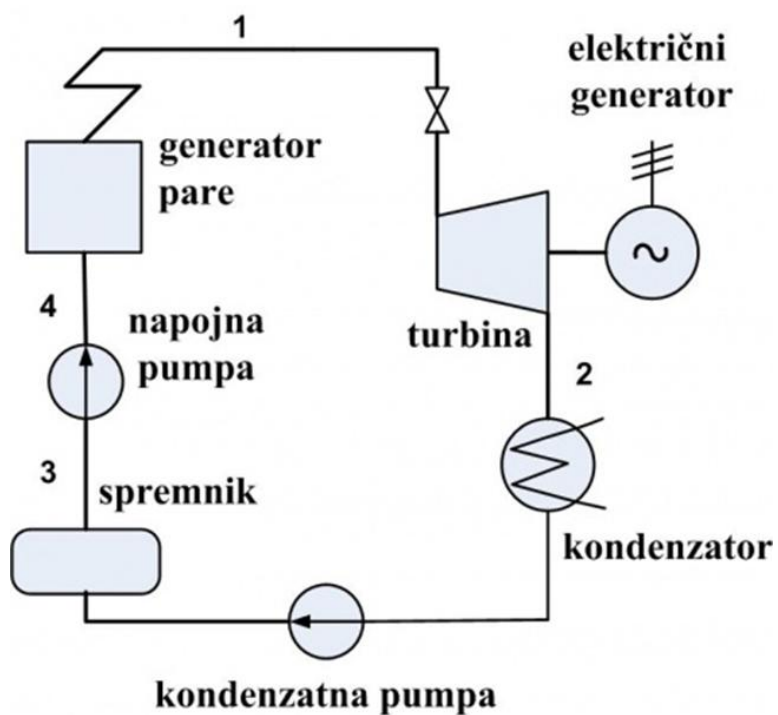
Slika 5. Prikaz idealnog i realnog Braytonova ciklusa u T-s dijagramu [6]

2.3. Rankineov ciklus

Rankineov ciklus je ciklus s vodenom parom kao radnom tvari. U osnovi, ciklus se odvija na sljedeći način: Prvo se voda u generatoru pare diže do visokog tlaka i temperature, uglavnom do pregrijanja, zatim se paru ekspanira u turbini do kondenzatorskog tlaka pri čemu se dobiva rad. Kondenzat se pumpom šalje natrag u generator pare i time je ciklus završen. Naravno, u praksi postoji niz drugih pomoćnih sustava i izmjenjivača koji omogućuju efikasniji rad. Tipičan Rankineov ciklus prikazan je na Slici 6., a ispod nje se nalazi shema sustava (Slika 7.).



Slika 6. Rankineov ciklus u T-s dijagramu [3]



Slika 7. Shema jednostavnog parno-turbinskog postrojenja [3]

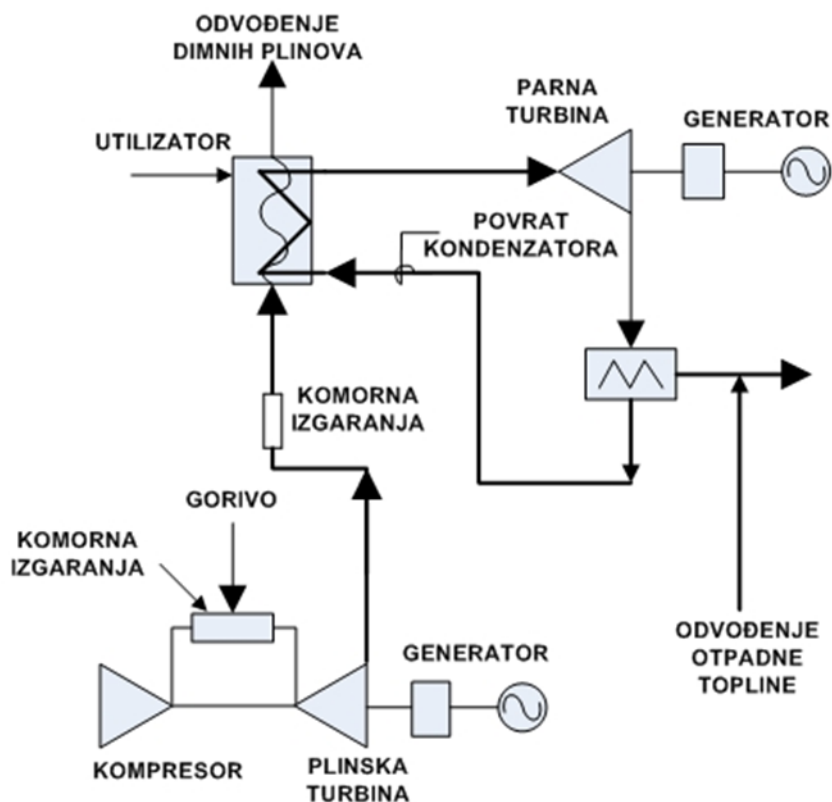
Rankineov ciklus tipičan je ciklus u sljedećim postrojenjima:

- Klasične termoelektrane
- Nuklearne elektrane
- Kogeneracijska postrojenja
- Kombinirana postrojenja

2.4. Kombinirani ciklus

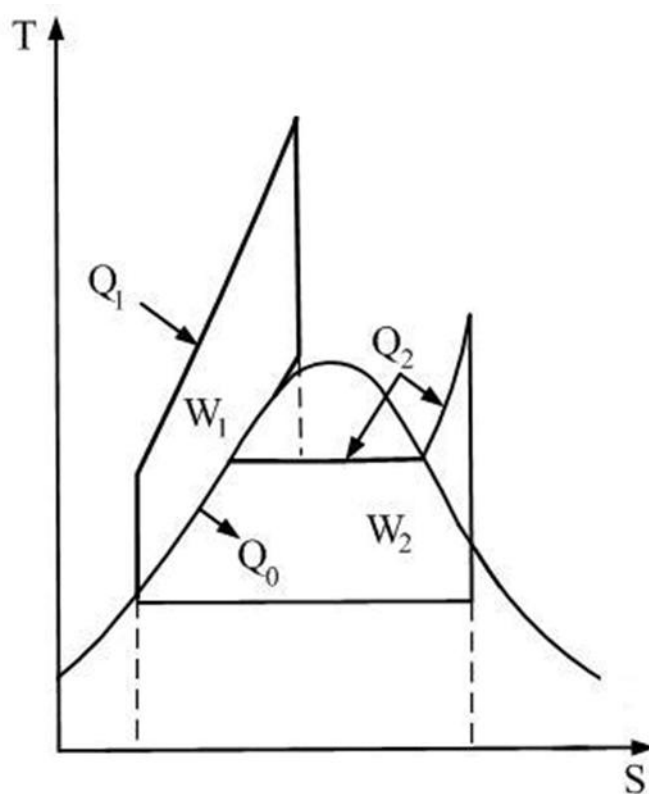
Kombinirani je ciklus proces sastavljen od plinsko-turbinskog i parno-turbinskog dijela. Dimni plinovi koji izlaze iz plinske turbine su temperature od oko 600°C i ispuštanje plinova tako visoke temperature u okoliš je znatan termodinamički gubitak. Zato se uz plinsku turbinu često dodaje i parno-turbinsko postrojenje. U njemu se visoka temperatura dimnih plinova koristi za zagrijavanje vode i proizvodnju pare za parnu turbinu, tj. imamo Rankineov ciklus. Kako se dimni plinovi u kotlu na otpadnu toplinu hlade gotovo do temperature okoliša, imamo drastično povećanje termodinamičke iskoristivosti ciklusa s parno-turbinskim postrojenjem u odnosu na ono bez njega. Kombinirani ciklusi ostvaruju termodinamičku iskoristivost i do 60% [7].

Na Slici 8. prikazana je shema jednog kombiniranog postrojenja. Nakon Braytonova ciklusa u plinsko-turbinskom ciklusu, dimni se plinovi vode u generator pare na otpadnu toplinu gdje započinje Rankineov ciklus.



Slika 8. Shema kombiniranog postrojenja [3]

Kombinirani se ciklus može prikazati i u T-s dijagramu kao zbroj Braytonova i Rankineovog ciklusa pri čemu se da prikazati kako se dio topline doveden plinsko-turbinskom ciklusu, a koji se nije pretvorio u snagu, predaje parno-turbinskom ciklusu kao što je i prikazano na Slici 9.



Slika 9. Kombinirani proces u T-s dijagramu [3]

Iz samih osnova termodinamike znamo da je termodinamička iskoristivost veća što je veća razlika između temperatura dovođenja i odvođenja topline u ciklusu. Uvođenje parno-turbinskog postrojenja nakon plinsko-turbinskog snižava temperaturu odvođenja i time povećava termodinamičku iskoristivost ciklusa [7].

Stupanj korisnosti kombiniranog postrojenja može se definirati kao omjer ukupne električne snage umanjene za snagu pomoćnih sustava i toplinskog toka dovedenog u plinsko-turbinskom, i, ako ga je bilo, u parno-turbinskom dijelu postrojenja:

$$\eta = \frac{P}{Q} = \frac{P_{pl} + P_{pa} - P_{ps}}{Q_{pl} + Q_{pa}} \quad (2)$$



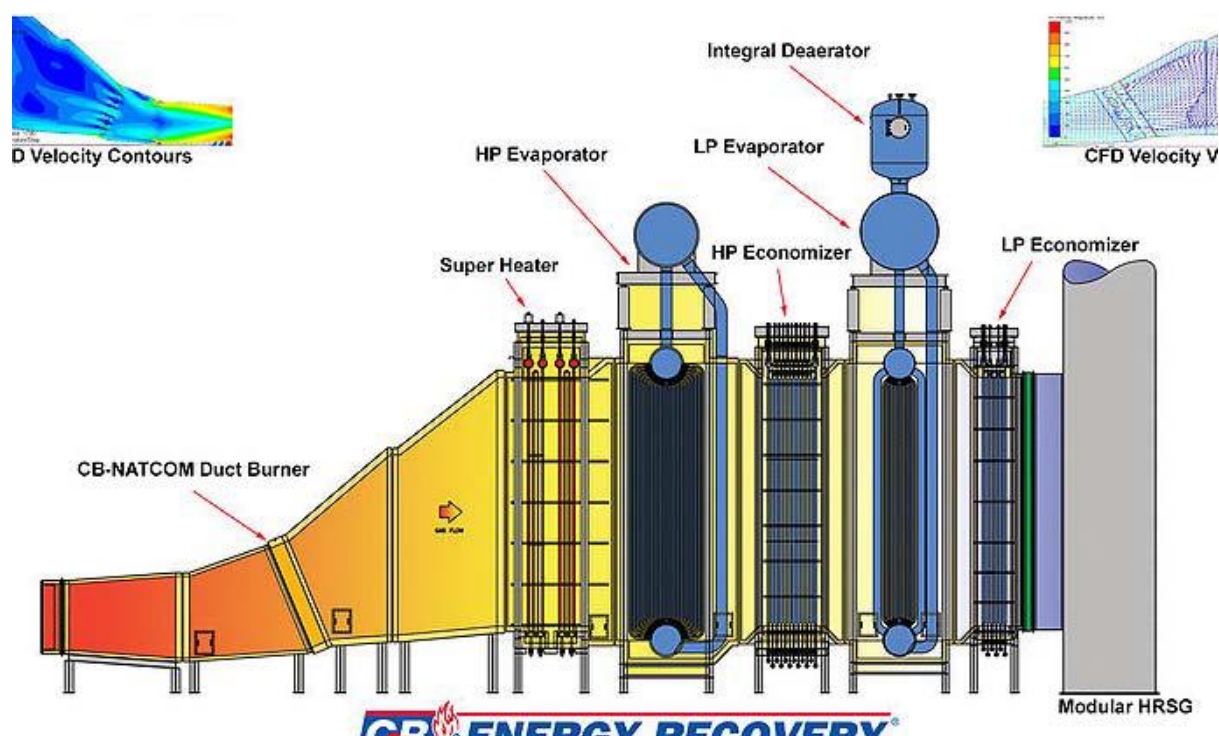
Slika 10. Siemensovo kombinirano postrojenje [8]

Na Slici 10. Vidimo Siemensovo postrojenje. Može se primijetiti kako je generator pare na otpadnu toplinu horizontalne izvedbe.

2.5. Generator pare na otpadnu toplinu

Izmjenjivačke površine u generatoru pare na otpadnu toplinu smještene su u velikom pravokutnom kanalu kroz koji prolaze dimni plinovi. Izmjenjivačke površine uglavnom su križnog tipa. Da bi se smanjila brzina dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine kanal se proširuje u obliku piramide i u vertikalnom i u horizontalnom smjeru jer bi u suprotnom pad tlaka dimnih plinova pri prolasku kroz generator pare bio prevelik [9]. Pad tlaka dimnih plinova kroz generator pare smanjuje snagu, a time i termodinamičku iskoristivost plinske turbine. Ponekad se na izlazu iz generatora pare ugrađuje ventilator da bi stvorio podtlak ispred sebe i time povećao protok dimnih plinova. Nakon plinske turbine postavljaju se lopatice koje ispravljaju vrtlog čija je os u smjeru strujanja dimnih plinova kako bi spriječile

prenošenje momenta na izmjenjivačke površine. Dimovodni kanal može biti postavljen vertikalno ili horizontalno tako da se u skladu s tim generatori pare na otpadnu toplinu dijele na vertikalne i horizontalne. Horizontalni tip generatora na otpadnu toplinu možemo vidjeti na Slici 11.



Slika 11. Modularni horizontalni generator pare na otpadnu toplinu [10]

3. MATEMATIČKI MODEL

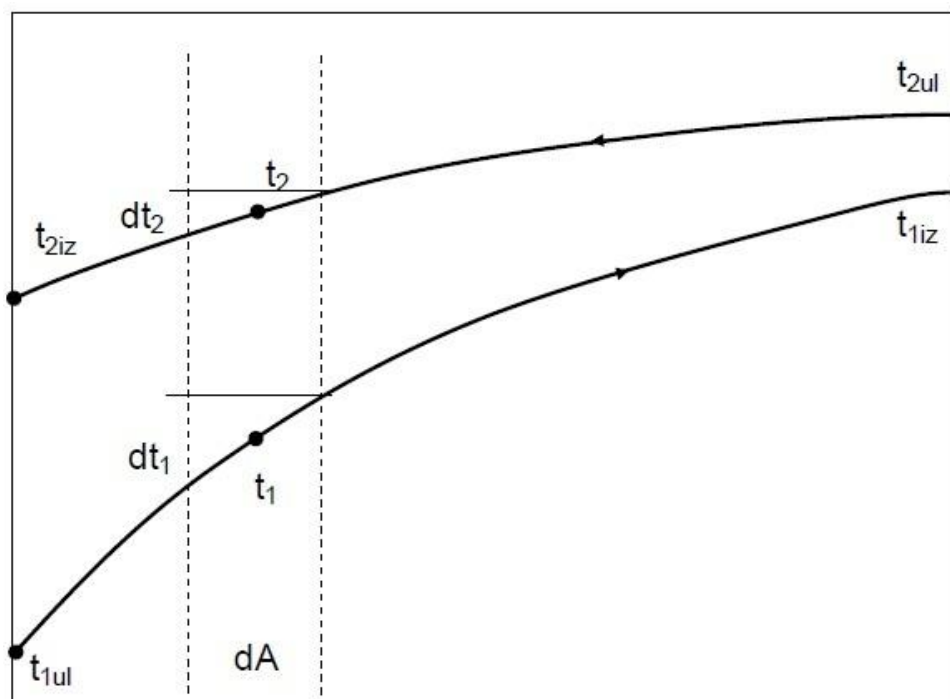
3.1. Protusmjerni izmjenjivač

Izmjena topline u izmjenjivaču može se opisati sljedećom jednačinom:

$$Q = k \cdot A \cdot dt_m \quad (3)$$

gdje je Q toplinski tok, A površina izmjenjivača, k koeficijent prolaza topline, a dt_m je srednja razlika temperatura između dviju struja. Na Slici 12. shematski su prikazani tijekovi temperatura unutar protusmjernog izmjenjivača s dvije struje. Kada se u izmjenjivaču temperature objiju struja ne bi mijenjale, kao što je slučaj kod promjene faza objiju struja, dt_m bi bilo jednostavno odrediti kao razliku temperatura tih struja. Ako struje ne mijenjaju fazu, što je najčešći slučaj u generatoru pare na otpadnu toplinu gdje se promjena faze događa samo u isparivačima i to kod jedne struje, tada se duž izmjenjivača mijenjaju temperature obje struje. Kako bi se u takvom općenitom slučaju odredila srednja razlika temperatura između dviju struja pristupit će se sljedećem razmatranju.

Na Slici 12. je prikazan protusmjerni izmjenjivač topline s prikazom njegovog infinitezimalnog dijela površine dA :



Slika 12. Protusmjerni izmjenjivač [6]

S druge strane, gledajući obje struje i poštujući zakon o održanju energije može se napisati:

$$dQ = m_1 \cdot c_1 \cdot dt_1 = m_2 \cdot c_2 \cdot dt_2 \quad (4)$$

gdje je m maseni protok struje jedan, c specifični toplinski kapacitet i dt prirast temperature struje. Broj jedan označava struju jedan, a broj dva označava struju dva.

Daljnijim izvođenjem jednačbe može se dobiti izraz:

$$Q = kA \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} \quad (5)$$

Srednja razlika temperatura se dobiva na sljedeći način:

$$dt_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} \quad (6)$$

i poznatija je kao srednja logaritamska razlika temperatura.

Kod istosmjernih izmjenjivača srednja logaritamska razlika temperatura se računa na identičan način: Δt_1 kao razlika temperatura dviju struja na jednom kraju izmjenjivača, a Δt_2 kao razlika temperatura na drugom kraju izmjenjivača. Iz jednačbe (6) vidi se da je srednja logaritamska razlika temperatura funkcija temperatura na krajevima izmjenjivača i ne ovisi o karakteristikama izmjenjivača [11].

Potrebno je naglasiti pretpostavke pod kojima vrijedi ovakva formula:

- Specifični toplinski kapaciteti obje struje su konstantni što uglavnom zahtijeva da nema promjene faza.
- Koeficijent prolaza topline se ne mijenja duž izmjenjivača.
- Izmenjivač ima samo jedan prolaz medija.

U stvarnosti izmjenjivači često ne zadovoljavaju gornje kriterije pa je potrebno uvesti korekcijski faktor za srednju logaritamsku razliku temperatura ili izmjenjivač matematički prikazati kao više podizmjenjivača. U izmjenjivaču načelno uvijek postoji jača i slabija struja. Jača struja je ona koja ima veći toplinski kapacitet koji je umnožak masenog protoka i specifičnog toplinskog kapaciteta. Posljedica toga je da će se jačoj struji manje promijeniti temperatura prolaskom kroz izmjenjivač u odnosu na slabiju struju. Tako da će se kod protusmjernog izmjenjivača u slučaju povećanja površine izlazna temperatura slabije struje skroz približiti ulaznoj temperaturi jače struje.

3.2. Uvođenje dodatnih krugova pare

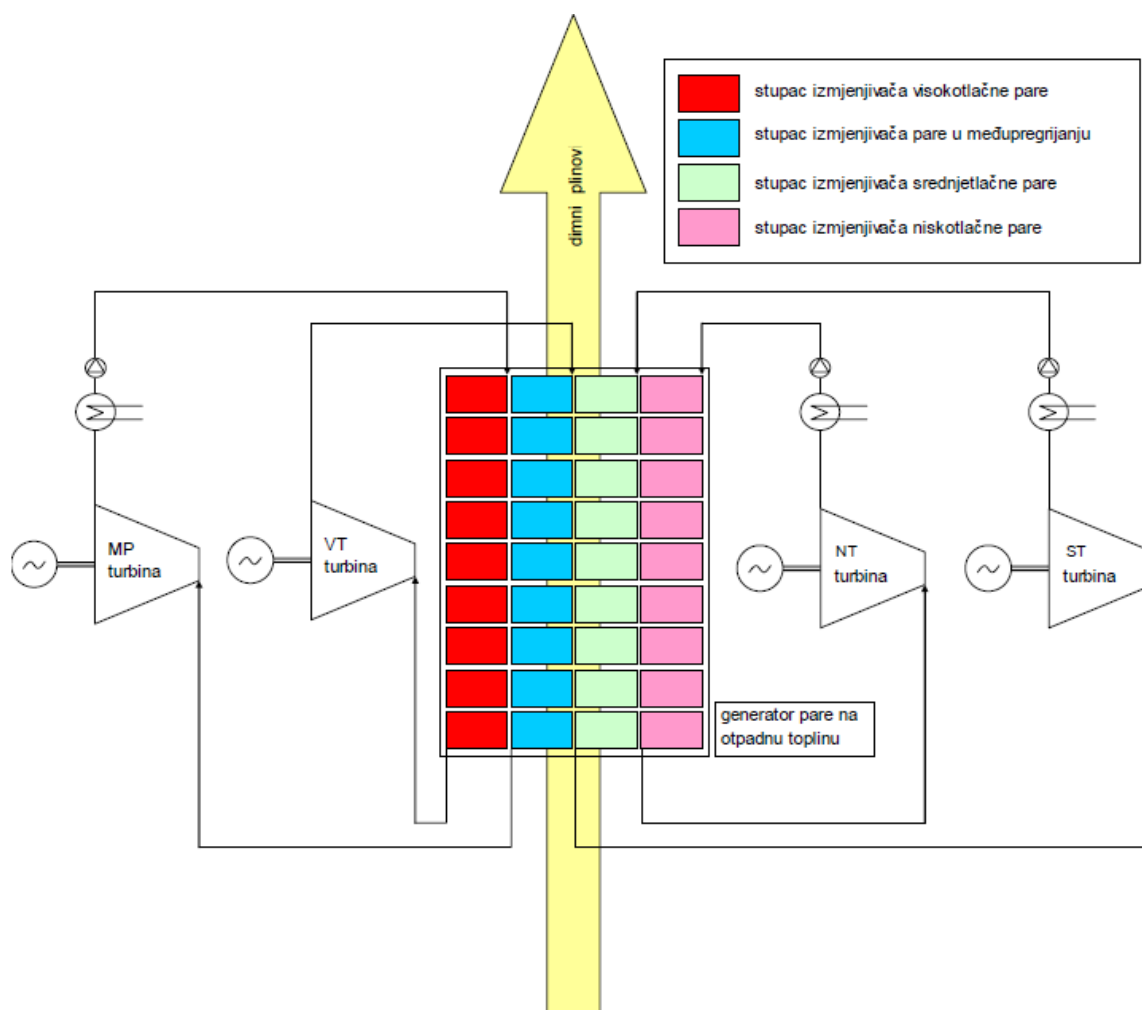
S dodatnim krugovima pare i pažljivim odabirom njihovih tlakova i masenih protoka moguće je daleko više ohladiti dimne plinove u generatorima pare na otpadnu toplinu u odnosu na samo jedan krug pare. Međutim, ti dodatni krugovi pare iskorištavaju otpadnu toplinu generatora pare pri nižim temperaturama dimnih plinova tako da su termodinamičke korisnosti njihovih ciklusa niže. Iako se dodavanjem dodatnih krugova pare može gotovo u potpunosti iskoristiti otpadna toplina dimnog plina, njihovo uvođenje ima manji utjecaj na porast termodinamičke iskoristivosti cijeloga ciklusa u odnosu na hipotetsku mogućnost iskorištavanja cjelokupne otpadne topline samo s jednim krugom pare koji radi na optimalnim parametrima. Osim iskorištavanja cjelokupne otpadne topline u generatoru pare, za ukupnu termodinamičku iskoristivost postrojenja bitna je termodinamička iskoristivost ciklusa koji se odvija u parnoturbinskom postrojenju i koja načelno raste s porastom i tlaka i temperature pare na ulazu u turbinu. Nalaženje najveće termodinamičke iskoristivosti parnoturbinskog

ciklusa podrazumijeva iskorištavanje što veće količine otpadne topline iz dimnih plinova uz istovremeno osiguravanje takvih parametara jednog ili više krugova pare koji će dati najviše mehaničke snage u parnoj turbini umanjene za snagu potrebnu za pogon pumpi napojne vode. Najviše snage iz parne turbine, uz ograničenje ulazne temperature pare u turbinu, dobit će se ako se postigne maksimalno dopuštena vlažnost pare na izlazu iz turbine, pri što manjem tlaku u kondenzatoru, jer je tada najniža entalpija pare koja izlazi iz parne turbine. Uz osiguravanje

takvog stanja pare na izlazu iz parne turbine potrebno je imati što veći protok takve pare, a on je ograničen pinch točkom u generatoru pare. Sve gore navedene stvari nemoguće je istovremeno ostvariti te stoga postoji opravdana potreba za provođenje postupka optimizacije parnoturbinskog ciklusa.

3.3. Referentni matematički model

Zadatak ovog rada je, između ostalog, usporedba postrojenja s tri kruga pare s međupregrijanjem i miješanjem s postrojenjem s tri kruga pare s međupregrijanjem bez miješanja. Kao referentni model, tj. model na kojem se bazira ovaj rad i s kojim se uspoređuje, korišten je matematički model dr.sc. Mislava Čehila iz njegovog doktorata koji se bavi optimalnim korištenjem otpadne topline u parnoturbinskom ciklusu [6]. Shema referentnog matematičkog modela prikazana je na Slici 13.



Slika 13. Referentni matematički model [6]

Referentni matematički model postrojenja s tri kruga pare s međupregrijanjem je model s minimalnim ograničenjima. Tako je generator pare na otpadnu toplinu zamišljen kao matrica izmjenjivača u paralelnom i serijskom razmještaju. S dovoljnim brojem redaka i stupaca, na taj način je moguće opisati bilo koji postojeći generator pare na otpadnu toplinu. Svaki stupac označava jedan krug pare ili jedan međupregrijač. Postrojenje prikazano na Slici 13. ima tri kruga pare s međupregrijanjem u visokotlačnom krugu pare. S dovoljnim brojem serijskih podjeljaka moguć je proizvoljan razmještaj izmjenjivača, kako u paralelnom, tako i u serijskom međusobnom položaju. Program za optimiranje određuje priraste entalpija u svakom izmjenjivaču te oni mogu biti jednaki i nuli što znači da na tom mjestu nema izmjenjivača. Na taj način optimizacijska rutina određuje konfiguraciju generatora pare na otpadnu toplinu. Svaki krug pare ima svoju turbinu radi što manjih ograničenja u povezanosti svakog kruga pare.

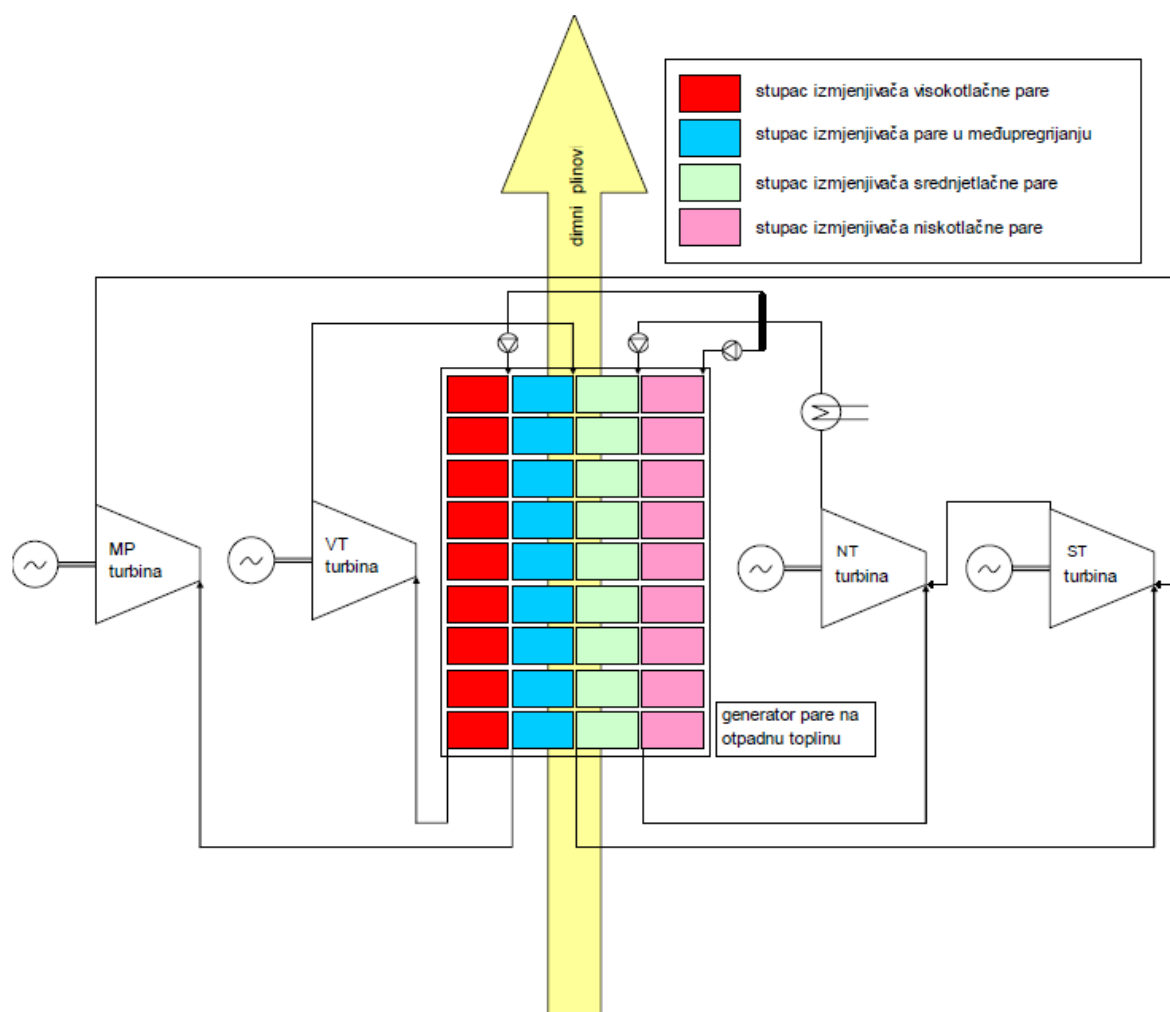
Varijable koje mijenja optimizacijska rutina su:

- Relativni entalpijski prirasti svakog izmjenjivača topline u pojedinom krugu pare. Ako je $nsizm$ broj redaka, a $npizm$ broj stupaca, onda je broj nezavisnih varijabli $nsizm \cdot npizm$.
- Apsolutni entalpijski prirasti svakog kruga pare, što predstavlja $npizm$ varijabli.
- Tlakovi u svakom stupcu, što predstavlja $npizm$ varijabli.
- Maseni protoci u svakom krugu pare što je $npizm - nmp$ varijabli, ako je nmp broj stupaca u kojima postoji međupregrijanje.
- Iznos najmanje pinch točke, ako se radi o termoekonomske optimizaciji.

Zanemareni su padovi tlaka na strani vode i dimnog plina jer oni ovise o geometrijskim značajkama generatora pare te su donekle nezavisni o razmještaju izmjenjivača. Pad tlaka na strani dimnog plina moguće je smanjiti smanjenjem brzine dimnih plinova odnosno povećanjem poprečnog presjeka generatora pare, a pad tlaka na strani vode većim brojem paralelnih vodova u pojedinom izmjenjivaču. Zbog potrebnog velikog broja računanja funkcije cilja koji ide i do više stotina tisuća puta pri jednom optimiranju, potrebno je što više pojednostavniti matematički model kako bi se optimiranje izvelo u realnom vremenu, a da ipak daje fizikalno moguća rješenja. Referentni matematički model je pisan u programskom

paketu MATLAB R14 SP1 [13], a optimizacija provedena koristeći optimizacijski paket s genetskim algoritmima 'Gatools' unutar MATLAB-a.

3.4. Modificirani matematički model – tri kruga pare s međupregrijanjem i miješanjem krugova pare



Slika 14. Modificirani matematički model – s miješanjem različitih krugova pare

3.4.1. Matematički model miješanja pare

Miješanje podrazumijeva zbrajanje protoka stoga je formiran vektor koji će zbrajati protok sa prethodnim protokom za sve krugove osim za visokotlačno međupregrijanje, pri kojem, jasno je, protok ostaje isti kao i kod prethodnog kruga, tj. kruga pare visokog tlaka.

Matematički model miješanja koristi općepoznatu jednadžbu za entalpiju mješavine [5]:

$$h_m = \frac{m_1 h_1 + m_2 h_2}{m_1 + m_2} \quad (7)$$

Naravno, jednadžba je prilagođena MATLAB-u i zahtjevu da matematički model bude što manje ograničen tako da je svaki član jednadžbe ili vektor ili matrica.

Temperatura mješavine se dobije iz entalpije mješavine i poznatog tlaka koristeći računalne toplinske tablice XSteam.

3.4.2. Matematički model turbine

Matematički model mora prepoznati da temperatura i entalpija na ulazu u turbinu više nije ona na izlazu iz generatora pare, već su parametri jednaki onima nakon miješanja, osim za slučaj visokotlačnog kruga pare te međupregrijanja. Zbog toga je modificirana funkcija turbine u matematičkom modelu.

3.4.3. Novi tlakovi na izlazu iz turbine

Kako bi miješanje bilo moguće, potrebno je da para ekspandira upravo do tlaka sljedećeg kruga pare za razliku od referentnog kod kojeg sve turbine ekspandiraju do kondenzatorskog tlaka.

Tlakove zadaje optimizacijska rutina, tj. genetski algoritam preko vektora x koji se kreće između vrijednosti 0 i 1. Prije nego je problem uočen, prijašnja definicija tlaka je omogućavala čak da tlak na izlazu iz turbine bude veći nego na ulazu, tj. da imamo

kompresiju. Kako kompresor nije nigdje definiran, optimizacija bi se prekinula. Tlak je zato definiran tako da na izlazu ne može biti veći od ulaznog i za svaki krug komponenta vektora x označava omjer između prethodnog i kondenzatorskog tlaka, osim za prvi krug, u kojem se kreće između kondenzatorskog i maksimalnog tlaka od 1000bar (zbog dosega tablica).

3.5. Algoritam proračuna parnoturbinskog ciklusa

Algoritam proračuna parnoturbinskog ciklusa je sljedeći:

1. Zadavanje broja izmjenjivača u serijskom razmještaju – $nsizm$.
2. Određivanje strukture pojedinih stupaca u matrici izmjenjivača, odnosno sadrži li koji od krugova pare međupregrijanje. Svaki međupregrijač zahtijeva novi stupac izmjenjivača kako bi mu bio omogućen proizvoljan položaj u mreži izmjenjivača. Ukupan broj krugova pare zbrojen s ukupnim brojem međupregrijača u svim krugovima daje broj izmjenjivača u paralelnom razmještaju – $npizm$.
3. Pozivanje funkcije 'Gorivo' u kojoj se zadaje sastav goriva i određuje veza entalpije i temperature dimnih plinova.
4. Zadavanje maksimalnog tlaka vode/pare koji iznosi 1000 bara jer do tog tlaka su dostupni podaci u toplinskim tablicama za vodu odnosno paru.
5. Zadavanje maksimalne temperature pare koja je zadana s 565°C. Izlazne temperature pare određuje optimizacijski algoritam.
6. Zadavanje ulazne temperature dimnog plina koja je postavljena na 600 °C i masenog protoka dimnih plinova koji iznosi 100 kg/s. Maseni protok dimnih plinova utječe samo na iznose ekstenzivnih varijabli, ali ne i na veličine intenzivnih varijabli kao što su tlakovi, temperature ili stupanj termodinamičke iskoristivosti parno-turbinskog ciklusa.
7. Zadavanje temperature rashladnog medija na 15 °C te temperature kondenzacije koja je za 10°C viša od temperature rashladnog medija. Optimizacijski algoritam ne upravlja temperaturnom razlikom između ta dva medija zbog predvidljivosti rezultata u termodinamičkoj optimizaciji dok u termoekonomske optimizaciji ta razlika ovisi samo o specifičnoj cijeni kondenzatora.

8. Zadavanje unutarnjeg stupnja iskoristivosti pumpe koji iznosi 84% i turbine koji iznosi 90%.
9. Gubici topline generatora pare na otpadnu toplinu prema okolišu iznose 0.5% od ulazne energije dimnih plinova.
10. Izračun broja varijabli za optimiranje: $nvars = npizm \cdot nsizm + npizm + npizm + (bkp - 1) + 1$, gdje je bkp broj krugova pare
11. Poziv optimizacijske rutine koja generira niz vektora s $nvars$ članova. Članovi vektora su realni brojevi od 0 do 1. Svaki takav vektor predstavlja jednog člana populacije. Za svaki generirani takav vektor optimizacijska rutina poziva funkciju cilja. Dovoljan broj članova populacije u jednoj generaciji je bitan za detaljno pretraživanje područja definicije funkcije cilja te je odabran dvostruki broj članova populacije u odnosu na $nvars$. Jedna iteracija optimizacijske funkcije čini jednu generaciju. Prvi član u gornjoj jednadžbi je matrica $npizm \cdot nsizm$ i predstavlja priraste entalpija u mreži izmjenjivača. Budući da je prirast u isparivaču poznat, zadnji red te matrice predstavlja položaj isparivača u pojedinom krugu pare. Matrica se potom transformira tako da zbroj članova unutar jednog stupca koji se odnose na entalpijski prirast iznosi jedan kako bi se mogao odrediti stvarni prirast u pojedinom krugu pare. Za natkritične tlakove u isparivaču je entalpijski prirast jednak nuli jer nema latentne topline isparavanja, a točka isparavanja je pretpostavljena pri entropiji kritične točke vode. Za stupac s međupregrijanjem nije dopušteno isparavanje tako da nije potrebno određivati položaj isparivača. Drugi član gornje formule je vektor s $npizm$ članova koji određuju udio ukupnog prirasta entalpije $npizm$ krugova pare u odnosu na ukupno mogući prirast entalpije u svakom krugu. Za stupce izmjenjivača koji nisu međupregrijački, najveći mogući prirast entalpije računa se od izlaska iz napojne pumpe pa do najveće dopuštene temperature pare koja iznosi 565 °C. Za stupce izmjenjivača koji su međupregrijački, najveći mogući prirast entalpije računa se od entalpije pare na izlazu iz visokotlačne turbine pa do entalpije pri temperaturi od 565 °C. Zbog nepoznate izlazne entalpije iz turbine, potreban je iterativni postupak za postrojenja koja sadrže međupregrijanje. Treći član gornje jednadžbe je vektor s $npizm$ članova koji predstavljaju tlakove u pojedinim stupcima izmjenjivačkih površina. Tlakovi se mogu kretati od tlaka u kondenzatoru do maksimalno mogućeg od 1000 bara. Posljednji član gornje formule je vektor koji određuje udjele masenih protoka drugih krugova pare u odnosu na prvi krug pare. Budući da je takav udio za prvi krug pare jednak jedan, broj

varijabli se umanjuje za jedan u odnosu na ukupan broj krugova pare. Budući da su maseni protoci kroz međupregrijače jednaki masenom protoku onog kruga pare kojem pripadaju, nije potrebno određivati njihove masene protoke. Posljednji član gornje formule, broj jedan, određuje pinch točku koju u termodinamičkoj optimizaciji nije potrebno računati jer će uvijek biti jednaka nuli.

12. Određivanje mehaničke snage u napojnim pumpama.

13. Određivanje entalpijskog i temperaturnog profila vode odnosno pare iz prethodno određenih prirasta entalpije i toplinskih tablica 'Xsteam'.

14. Određivanje izmjenjivača u svakom krugu pare u kojem se nalazi pinch točka. Najčešće je pinch točka na ulazu vode u isparivač, ali kod viših tlakova, kako je pokazano ranije, pinch točka se pomiče prema ekonomajzeru prije isparivača. Zbog poznatih stanja vode odnosno pare i dimnih plinova samo na krajevima izmjenjivača, ako se uzme pinch točka na početku isparivača dobit će se fizikalno neizvedivo rješenje, a računski će ono pokazivati odlične rezultate jer će izračunati maseni protoci koji mogu proteći kroz takav generator pare biti veći od stvarno mogućih. Zato je pronalaženje prave pinch točke od najvećeg značenja za točan matematički model. Stoga je svaki izmjenjivač prije isparivača u pojedinom krugu pare podijeljen na 10 dijelova i tako je dobiven stvarni temperaturni profil vode. Pinch točka se nalazi u onom izmjenjivaču u kojem je najveća razlika temperature vode između gore opisanog načina i klasičnog, gdje se pretpostavlja linearna veza između entalpije i temperature.

15. Određivanje maksimalnog protoka vode u prvom krugu pare uz poštivanje zadane pinch točke. Za svaki zadani maseni protok u prvom krugu pare određuje se entalpijski i temperaturni profil dimnog plina. Maseni protoci u ostalim krugovima pare već su određeni pomoću udjela masenih protoka u masenom protoku prvog kruga. Zatim se određuju temperaturne razlike između dimnog plina i vode odnosno pare koje su poznate na krajevima izmjenjivača, a u izmjenjivaču u kojem se nalazi pinch točka i na devet mjesta unutar njega. Minimum te razlike je pinch točka. Kada pinch točka padne na nulu tada se ostvaruje najveći mogući protok pare kroz generator pare na otpadnu toplinu. Koristeći funkciju 'fzero' nalazi se takav maseni protok prvog kruga pare koji daje zadanu pinch točku.

16. Određivanje dobivene snage u turbini. Prvo visokotlačni krug ekspandira, zatim ide u međupregrijanje te ekspandira do srednjeg tlaka. Zatim se pomiješa sa srednjetačnim krugom, ekspandira do niskog tlaka, pomiješa sa niskotlačnim krugom pare nakon

čega ekspandira to kondenzatorskog tlaka. Ako vlažnost pare iznosi više od 20% traži se viši tlak od onog u kondenzatoru pri kojem će vlažnost biti upravo 20% i ekspanzijom do tog tlaka se određuje entalpijski pad u turbini. Pad tlaka do onog u kondenzatoru ostvaruje se prigušivanjem pare te se u tom procesu ne dobiva nikakav mehanički rad. Na taj način je omogućena penalizacija zadiranja pare u područja s vlagom većom od 20%, bez ograničavanja vrijednosti nezavisnih varijabli te zato optimizacijski program izbjegava takva područja. Mehanički i električni gubici pri pretvaranju mehaničke u električnu energiju su 2%. U slučaju postojanja međupregrijača algoritam se ponavlja od točke 13. dok se ne zadovolji energetska bilanca odnosno dok se ulazna entalpija u stupcu međupregrijačkih izmjenjivača ne izjednači s izlaznom entalpijom iz parne turbine kruga kojem pripada međupregrijač.

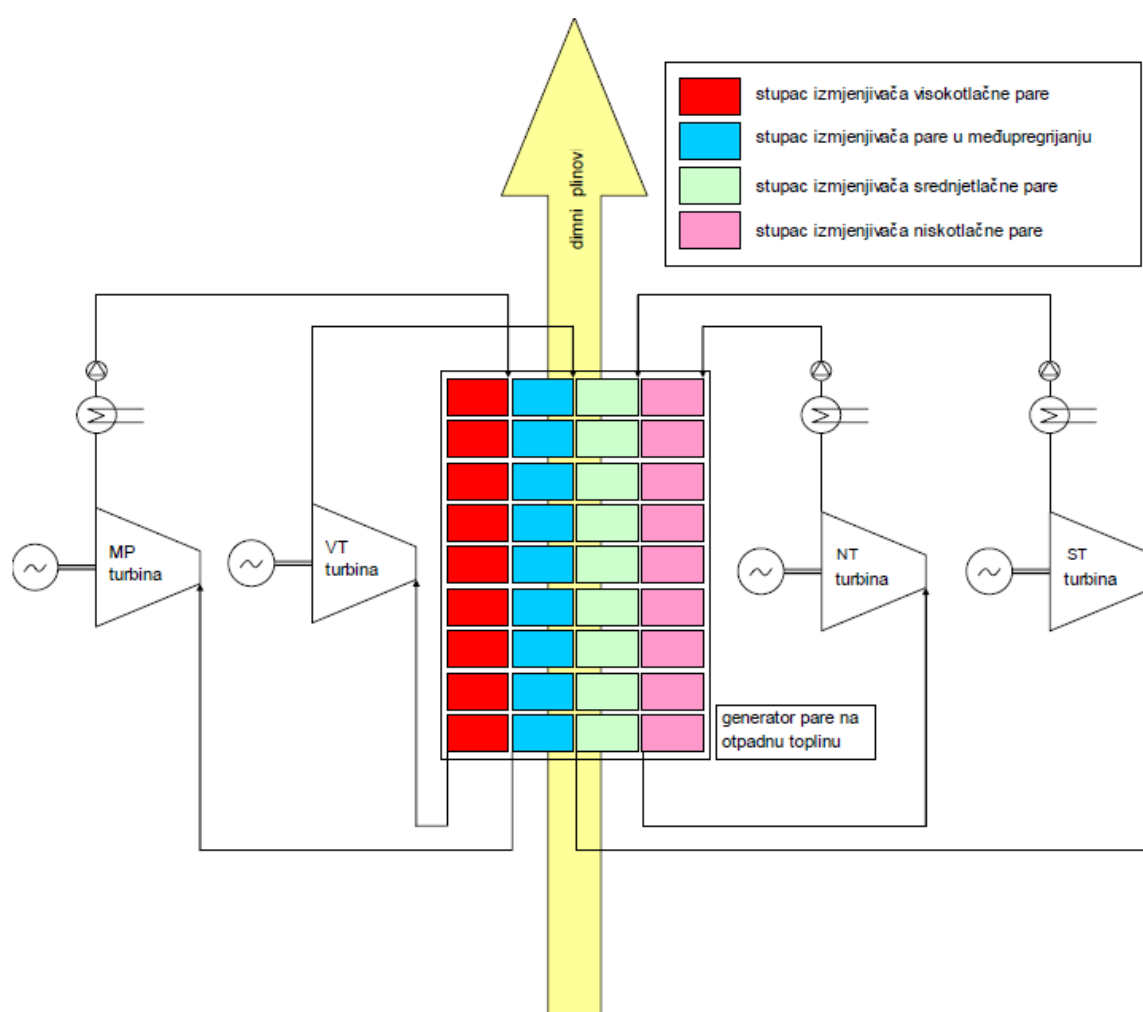
17. Izračunavanje funkcije cilja. Funkcija cilja računa stupanj termodinamičke iskoristivosti. Stupanj termodinamičke iskoristivosti parno-turbinskog ciklusa računa se na sljedeći način:

$$\eta_{\text{postr}} = \frac{\text{snaga turbina} - \text{snaga pumpi}}{\text{toplinski tok dimnih plinova}} \quad (8)$$

4. REZULTATI

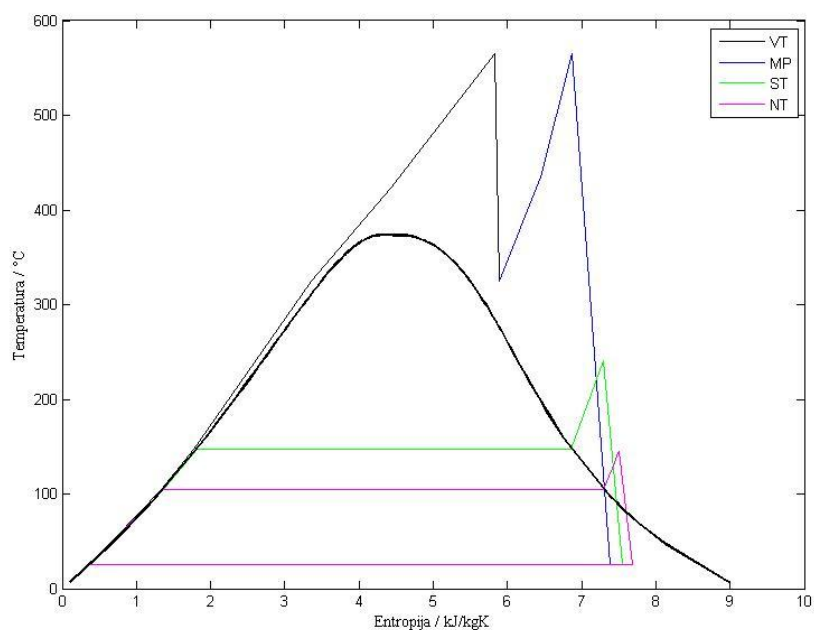
4.1. Rezultati termodinamičke optimizacije za postrojenje s tri kruga pare s međupregrijanjem, bez miješanja krugova pare

Za razumijevanje referentnog matematičkog modela, bitno je razumjeti shemu matematičkog modela:

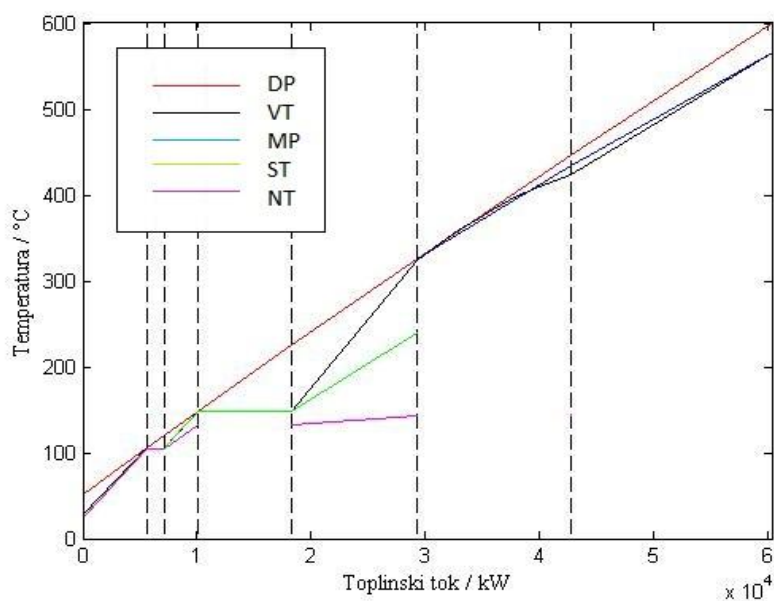


Slika 15. Shema matematičkog modela postrojenja s tri kruga pare s međupregrijanjem, bez miješanja krugova pare [6]

Nakon termodinamičke optimizacije dobije se sljedeće dijagrame:



Slika 16. T-s dijagram termodinamički optimiranog postrojenja tri kruga pare s međupregrijanjem

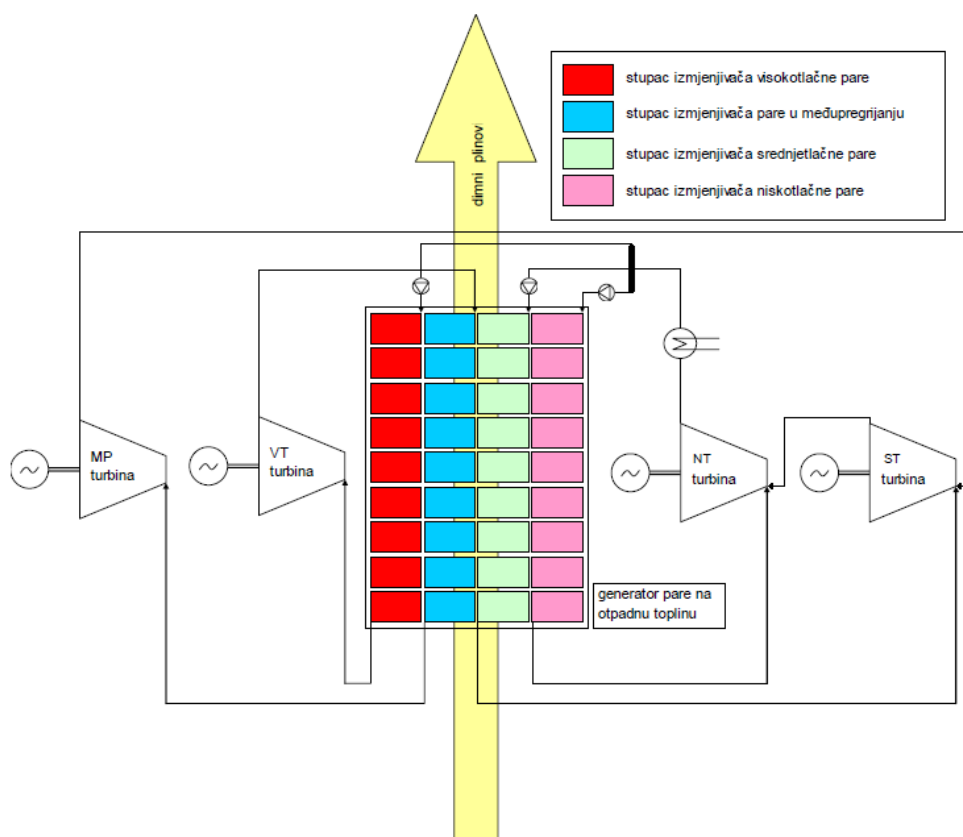


Slika 17. T-Q dijagram termodinamički optimiranog postrojenja tri kruga pare s međupregrijanjem

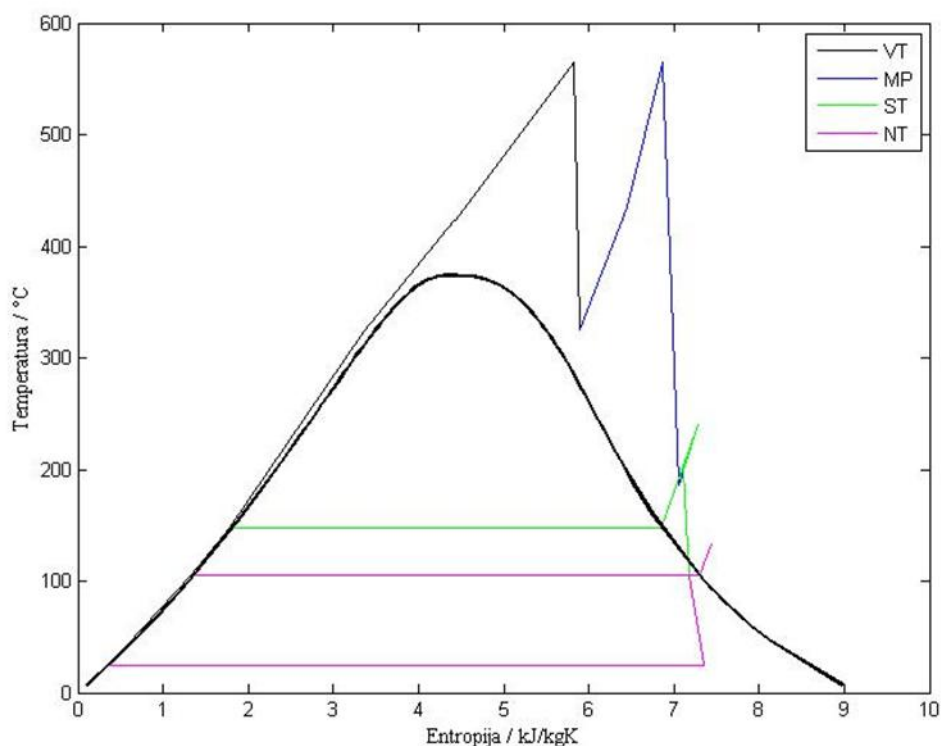
Na Slici 15. shematski je prikazano postrojenje s tri kruga pare i međupregrijanjem. T-s i T-Q dijagrami termodinamički optimiranog postrojenja s tri kruga pare i međupregrijanjem prikazani su na Slici 16. i Slici 17. Broj nezavisnih varijabli u funkciji cilja iznosi 42. Termodinamički stupanj iskoristivosti je 35.52 %. Izlazna temperatura dimnih plinova je 52 °C. Temperatura pregrijane visokotlačne pare je 565 °C, kao i temperatura međupregrijane pare, temperatura srednjetačne pare 240 °C, a niskotlačne pare 145 °C. Tlakovi vode su 413.7, 88.3, 4.5 i 1.2 za visoki, tlak međupregrijanja, srednji i niski tlak. Vlažnosti pare su 14.42%, 12.35% i 10.7% na izlazu iz turbine međupregrijanja, srednjeg i niskog tlaka. Maseni protoci su 12.67, 3.85 i 0.67 kg/s za visokotlačni, srednjetačni i niskotlačni krug pare.

4.2. Rezultati termodinamičke optimizacije za postrojenje s tri kruga pare s međupregrijanjem i miješanjem krugova pare

Iz sheme matematičkog modela s miješanjem različitih krugova (Slika 18.) pare vidi se razlika između matematičkog modela s miješanjem i onog bez miješanja (Slika 15.).



Slika 18. Shema matematičkog modela postrojenja s tri kruga pare s međupregrijanjem i miješanjem krugova pare

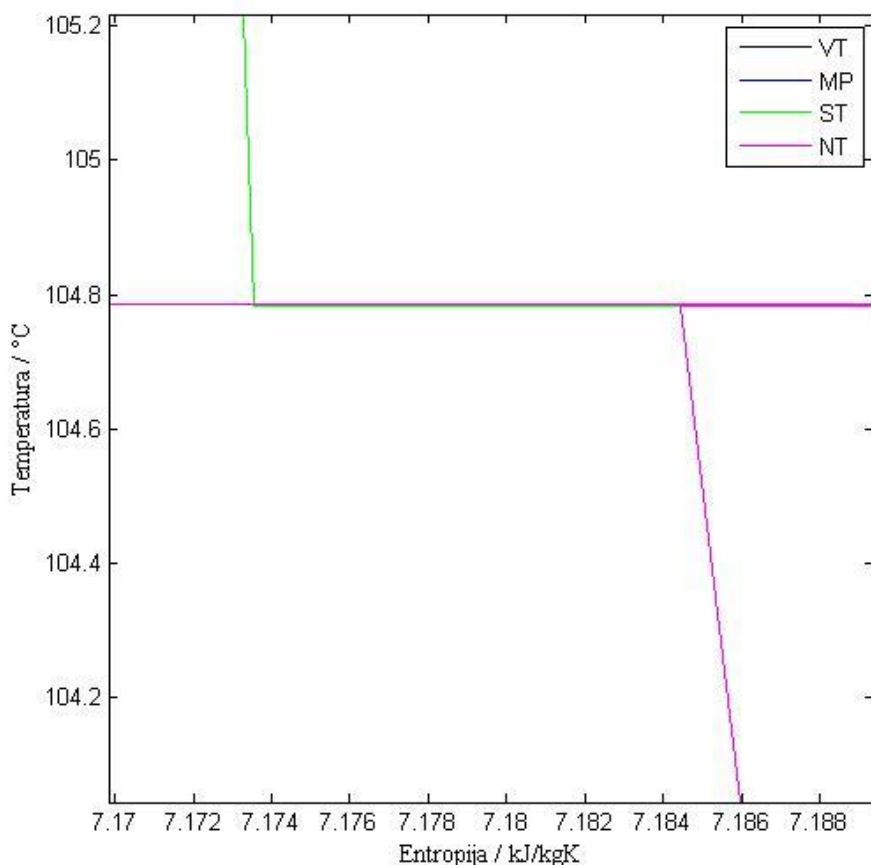


Slika 19. T-s dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s tri kruga pare s međupregrijanjem i miješanjem krugova pare

U T-s dijagramu (Slika 19.) se primjećuje kako visokotlačna pregrijana para temperature 565°C i tlaka 413,8bar ekspandira u turbini do tlaka međupregrijanja (88,3bar), ulazi u međupregrijanje i postiže temperaturu međupregrijanja (565°C) te ekspandira do tlaka ST (4,5bar). Zatim se izobarno miješa s pregrijanom parom iz ST kruga pare. Nastala mješavina je temperature 198,9°C i ekspandira do tlaka NT (1.2bar) gdje se para izašla iz turbine izobarno miješa s pregrijanom parom iz NT kruga pare. Nastala mješavina je temperature od 104,8°C te se ekspandira do kondenzatorskog tlaka.

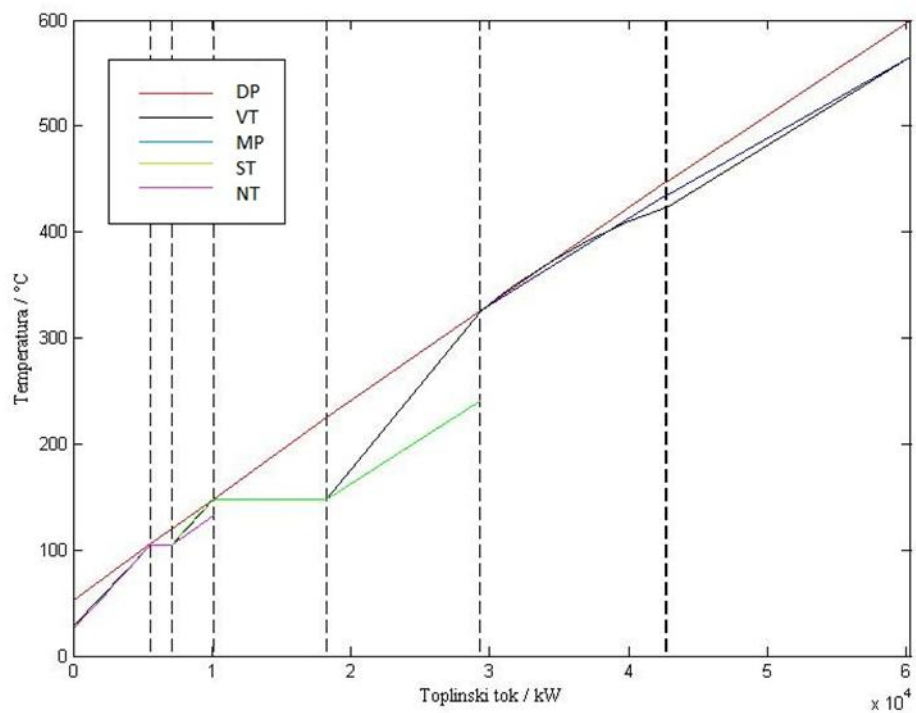
Može se primijetiti kako se krivulja stanja pare pomiče neznatno udesno nakon miješanja s ST krugom pare, a pomak udesno nakon miješanja s NT krugom je moguće vidjeti samo ako povećamo dio dijagrama u kojem se nalazi miješanje kao što je i prikazano na Slici 20. Razlog je tome mnogo veći maseni protok pare iz kruga VT u odnosu na ST te zbroja protoka

krugova VT i ST nakon miješanja u odnosu na krug NT. Protok VT i MP je isti jer se radi o postupku međupregrijanja. Maseni protoci pare u krugovima VT, ST, NT su redom 12,7kg/s, 3,8kg/s te 0,7kg/s. Vlažnost pare na izlazu iz turbine pri kondenzatorskom tlaku je 14.72%. Termodinamička iskoristivost postrojenja je 36.07%.



Slika 20. Povećani dio T-s dijagrama; miješanje pare pri tlaku NT

U T-Q dijagramu na Slici 21. se može vidjeti kako su pinch točke krugova pare priljubljene uz temperaturnu krivulju dimnog plina što nam dokazuje kako je otpadna toplina u generatoru pare dobro iskorištena. Temperatura dimnih plinova na izlazu je 51,9°C. Jasno se vidi pregrijanje za svaki ST i NT krug pare, baš kako nam pokazuje i T-s dijagram. Za VT krug pare se ne može vidjeti isparavanje vodene pare jer je VT tlak natkritičan te nema latentne topline isparavanja.



Slika 21. T-Q dijagram termodinamički optimiranog postrojenja s tri kruga pare s međupregrijanjem i miješanjem krugova pare

5. ANALIZA REZULTATA

Tablica 1. Usporedba matematičkih modela

nvars			3K_MP 42	3K_MP_M 42
Ciklus	Termodinamički stupanj djelovanja ciklusa	%	35,52	36,07
	Temperatura izlaza dimnih plinova	°C	52	51,9
	Maseni protok dimnih plinova	kg/s	100	100
	Ukupna električna snaga	kW	23962	24323
	Uk. El. Snaga nakon stupnjevanja ekspanzije	kW	24330	24323
VT	Tlak VT	bar	413,8	413,8
	Temperatura napojne vode	°C	27,7	27,73
	Temperatura isparavanja	°C	423,2	423,23
	Temperatura svježe pare	°C	565	565
	Pinch točka 1	°C	0	0
	Pinch točka 2	°C	0,4	0,4
	Pinch točka 3	°C	0	0,05
	Maseni protok pare	kg/s	12,7	12,67
	Električna snaga	kW	4177,4	4179,6
	Snaga pumpe	kW	619,9	620,2
	Vlažnost pare na izlazu iz turbine	%		
MP	Tlak međupregrijanja	bar	88,3	88,29
	Temperatura međupregrijanja	°C	565	565
	Pinch točka	°C	1	
	Maseni protok pare	kg/s	12,7	12,67
	Električna snaga	kW	16837	8953,2
	El. snaga nakon stupnjevanja ekspanzije	kW	17185	8953,2
	Vlažnost pare na izlazu iz turbine	%	14,4	
ST	Tlak	bar	4,5	4,5
	Temperatura napojne vode	°C	25,1	25,05
	Temperatura isparavanja	°C	147,9	147,9
	Temperatura svježe pare	°C	240,3	240,3
	Pinch točka 1	°C	0,2	0,2
	Pinch točka 2	°C	0,1	0,15
	Pinch točka 3	°C		
	Maseni protok pare	kg/s	3,8	16,52
	Temperatura nakon miješanja	°C		198,89
	Električna snaga	kW	2631,1	3562,4
	El. snaga nakon stupnjevanja ekspanzije	kW	2651,4	3562,4
	Snaga pumpe	kW	2	2,04
NT	Vlažnost pare na izlazu iz turbine	%	12,4	2,1
	Tlak	bar	1,2	1,2
	Temperatura napojne vode	°C	25	25,03
	Temperatura isparavanja	°C	104,8	104,8
	Temperatura svježe pare	°C	144,7	124,92
	Pinch točka 1	°C	0,5	0,5
	Pinch točka 2	°C		
	Maseni protok pare	kg/s	0,7	17,2
	Temperatura nakon miješanja	°C		104,8
	Električna snaga	kW	315,8	7627,5
	Snaga pumpe	kW	0,1	0,1
	Vlažnost pare na izlazu iz turbine	%	10,7	14,72

Iz Tablice 1. se može iščitati kako model s miješanjem postiže bolju termodinačku iskoristivost nego model bez miješanja iako su razlike u parametrima na strani vode i dimnih plinova neznatne. Temperature i tlakovi iz tablice i dijagrama ne odaju termodinamički princip zbog kojeg bi slučaj s miješanjem imao bolju termodinamičku efikasnost. Zbog toga je potrebno ispitati model.

Rezultati su pokazali kako je ukupna električna snaga kod slučaja s miješanjem veća za 361kW. Provedena je analiza gubitaka referentnog matematičkog modela, tj. modela bez miješanja krugova pare i modela s miješanjem kako bi se utvrdilo konzistentnost modela. Ako model pravilno funkcionira, razlika u dobivenoj snazi bi trebala biti upravo razlika gubitaka. Kako nam gubitak predstavlja neiskorišten toplinski tok, tj. tok koji predajemo okolišu, gubici su definirani kao razlika izlaznog toplinskog toka iz turbine pri kondenzatorskom tlaku koji se nalazi u zasićenom području krivulje napetosti te toplinskog toka vrele kapljevine pri istom tlaku. Razlika gubitaka matematičkog modela bez miješanja i modela s miješanjem stoga je:

$$\left[m_1(h_{t_{iz1}} - h') + m_2(h_{t_{iz2}} - h') + m_3(h_{t_{iz3}} - h') \right] - (m_1 + m_2 + m_3)(h_{t_{iz_M}} - h') = 364,8 \text{ kW} \quad (9)$$

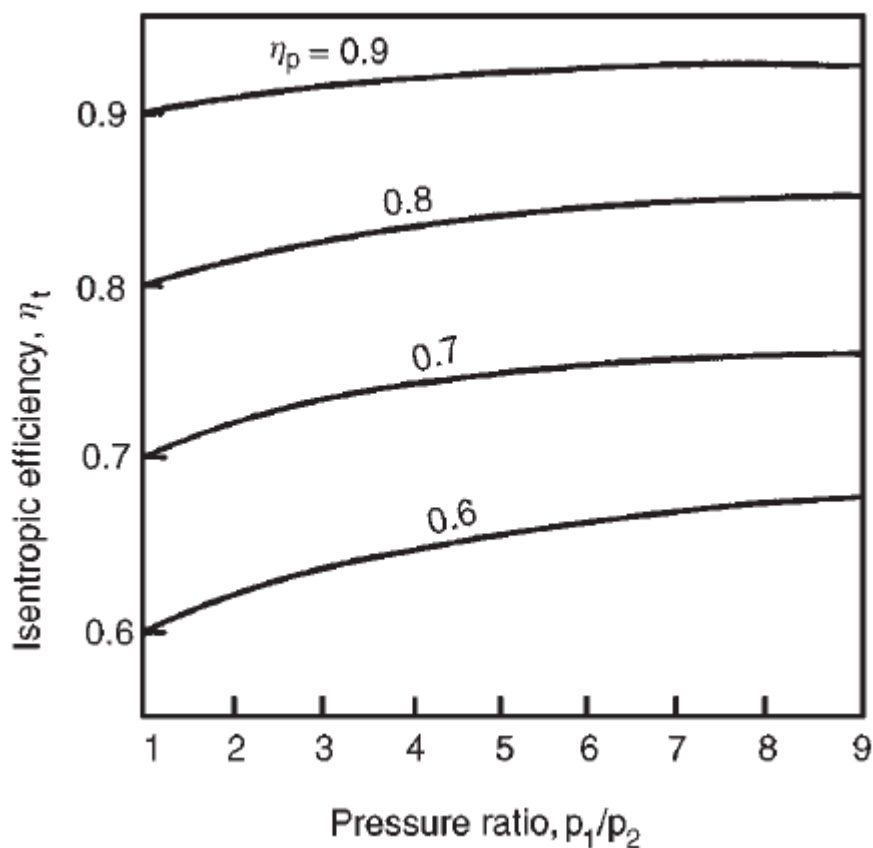
Razlika između razlike električnih snaga (361kW) i razlike izgubljene snage (364,8kW) je zanemariva u odnosu na ukupnu snagu (24.323kW) te se može zanemariti i ne objašnjava uzrok bolje iskoristivosti koju pokazuje matematički model ciklusa tri kruga pare s međupregrijanjem i miješanjem.

Ostaje analizirati turbinski proces. Razlika u ekspanziji između referentnog modela i ovog rada je u tome što se u ovom radu ekspanzija od tlaka međupregrijanja pa do kondenzatorskog ne događa odjednom, već u tri faze:

1. Ekspanzija od tlaka međupregrijanja do srednjeg tlaka
2. Ekspanzija od srednjeg tlaka do niskog tlaka
3. Ekspanzija od niskog tlaka do kondenzatorskog tlaka

U referentnom radu imamo odvojene turbine za svaki tlak i sve turbine direktno ekspanziraju do kondenzatorskog tlaka.

U matematičkom modelu je stvarni entalpijski pad definiran kao umnožak izentropske iskoristivosti turbine i izentropskog entalpijskog pada. Problem sa ovakvom definicijom je što ne može služiti za usporedbu dva procesa koji se događa između različitih tlakova [12]. Naime, izentropska iskoristivost ovisi o razlici tlakova kao što se vidi na Slici 22. Izentropska iskoristivost procesa je uvijek veća od izentropske iskoristivosti malog stupnja ako je ekspanzijski omjer veći od jedan.



Slika 22. Izentropska iskoristivost za različite omjere tlakova i za različite politropske iskoristivosti [12]

Izentropska iskoristivost je definirana kao omjer stvarnog entalpijskog pada i izentropskog pada:

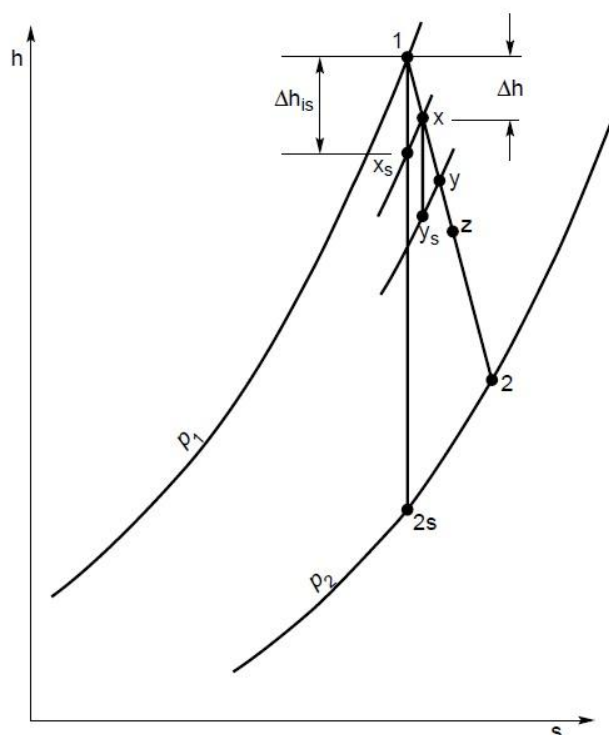
$$\eta_{tis} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (10)$$

Kako se vidi na Slika 23., izobarne linije divergiraju s porastom temperature što se i vidi iz jednačbe:

$$Tds = dh - vdp \quad (11)$$

$$\left(\frac{\delta h}{\delta s} \right)_p = T \quad (12)$$

Derivacija funkcije nije ništa drugo nego koeficijent smjera tangente na funkciju u točki funkcije te se da zaključiti kako temperatura određuje nagib izobare u h-s dijagramu.



Slika 23. Mollierov dijagram ekspanzijskog procesa podijeljenog na male stupnjeve [12]

Iz Slike 23. se vidi kako će dijeljenjem procesa ekspanzije u turbini na puno malih stupnjeva i zbrajanjem svih njihovih izentropskih padova entalpija, zbog divergencije izobara, suma biti veća od izentropskog entalpijskog pada turbine u kojem se ekspandira do izlaznog tlaka u

jednom stupnju unatoč tome što se entalpijski pad za oba slučaja događa između istih tlakova. Kako u matematičkom modelu ne postoji korekcija izentropske iskoristivosti turbine ovisno o ekspanzijskom omjeru, u slučaju ekspanzije pare u tri stupnja dobiva se veću snagu nego ako se ide u ekspanziju u jednom stupnju.

Stoga je razvijen kod koji je referentnom modelu omogućio ekspanziju visokotlačnog kruga pare od tlaka MP do tlaka NT u tri stupnja: od tlaka MP pa do tlaka ST, zatim od tlaka ST do tlaka NT te naposljetku, od tlaka NT do kondenzatorskog tlaka. Očekuje se, ako je premisa o utjecaju nekorrigirane izentropske iskoristivosti točna, da će snaga turbine nakon ekspanzije u tri stupnja biti veća iako se ulazni i izlazni tlak nisu promijenili.

Model ekspanzije u tri stupnja je rezultirao snagom u iznosu od 17.185kW, odnosno 348kW većom snagom od modela s ekspanzijom u jednom stupnju (16.837kW). Isti je postupak ponovljen za ekspanziju kruga srednjetačne pare, s razlikom da ona ekspandira u dva stupnja. Ekspandiranjem u dva stupnja dobiveno je 20kW više snage u odnosu na ekspanziju u jednom stupnju. Zbrojimo li snage dobivene stupnjevanjem ekspanzije, referentni model ostvaruje 368kW veću snagu u odnosu na referentni model bez stupnjevanja ekspanzije. Razlika između referentnog modela i modela s miješanjem krugova pare je sada 7kW u korist referentnog modela što je u odnosu na ukupnu snagu od 24.330kW zanemarivo.

6. ZAKLJUČAK

Uvođenje miješanja krugova pare u matematički model parno-turbinskog postrojenja tri kruga pare s međupregrijanjem nema stvarni utjecaj na termodinamičku iskoristivost ciklusa. Bolja iskoristivost koju nam kao rezultat daje termodinamička optimizacija je isključivo rezultat jednostavne definicije izentropske iskoristivosti turbine koja ne uzima u obzir ekspanzijski omjer.

Međutim, miješanje protoka krugova pare povećava protok kroz turbinu u nižim stupnjevima u odnosu na referentni model bez miješanja protoka. Poznato je da je u praksi iskoristivost parne turbine veća što je protok kroz nju veći. Kako je ovaj model dokazao da miješanje krugova pare u ovom modelu nema negativan utjecaj na termodinamičku iskoristivost postrojenja, može se zaključiti kako bi miješanje krugova pare u praksi dalo bolju termodinamičku iskoristivost postrojenja, a upravo se tako u praksi i radi.

LITERATURA

- [1] www.energy.gov
- [2] <http://www.ncbi.nlm.nih.gov>
- [3] <http://powerlab.fsb.hr/enerpedia>
- [4] <http://www.eh.doe.gov/techstds/standa>
- [5] Galović, A.: Termodinamika I, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture, Zagreb, 2007.
- [6] Čehil, M.: Optimalno korištenje otpadne topline u parnoturbinskom ciklusu – doktorski rad, FAMENA, Zagreb, 2010.
- [7] Franco A., Casarosa C.: On some perspectives for increasing the efficiency of combined cycle power plants, Applied Thermal Engineering 22, 1501–1518, 2002.
- [8] <http://www.energy.siemens.com/us/en/power-generation/power-plants/>
- [9] Starr F.: Background to the Design of HRSG Systems and Implications for CCGT Plant Cycling, OMMI 2, 2003.
- [10] http://www.thefullwiki.org/Heat_recovery_steam_generator
- [11] Galović, A.: Termodinamika II, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture, Zagreb, 2007.
- [12] Dixon, S.L.: Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery, University of Liverpool, 1998.

PRILOZI

I. CD-R disc